LUCRAREA 6

ASAMBLĂRI FILETATE CU STRÂNGERE INIȚIALĂ. RIGIDITĂȚI

1. Scopul lucrării

Calculul rigidităților elementelor unei asamblări cu şuruburi cu strângere inițială. Verificarea experimentală a metodei de calcul.

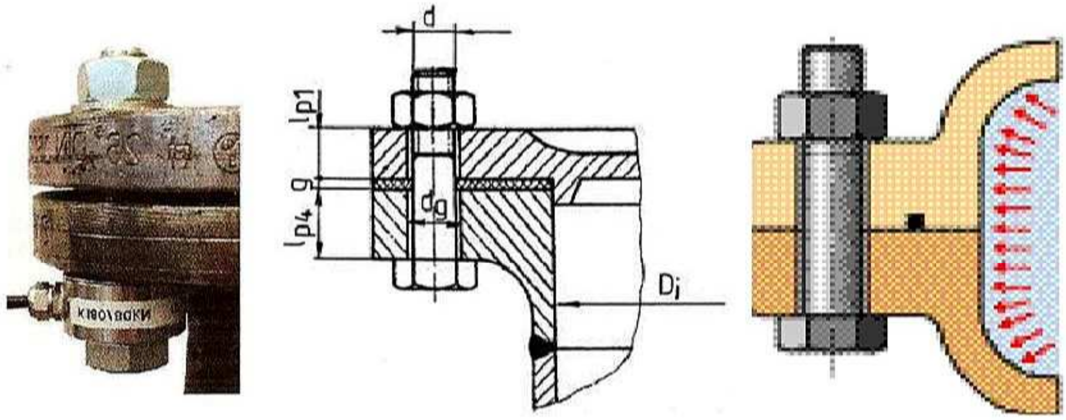
2. Elemente teoretice

2.1. Diagrama de funcționare

Un exemplu de *asamblare cu şuruburi cu strângere inițială* utilizată în construcția cazanelor şi recipientelor sub presiune este prezentat în figura 1.a. Dimensiunile elementelor care formează asamblarea şi distribuția presiunii din interiorul recipientului sunt prezentate în figura 1.b, respectiv figura 1.c.

Diagrama de funcționare a asamblării, reprezentată în figura 2, evidențiază dependența dintre deformațiile şurubului şi ale pachetului de elemente strânse de valoarea forței *F* din tija şurubului, [1], [2].

Se consideră solicitarea în domeniul elastic liniar (legea lui Hooke).



a b c

Fig. 1 *Asamblare cu şuruburi cu strângere inițială:*
a – construcție, b – dimensiuni,
c – distribuția presiunii din interiorul recipientului

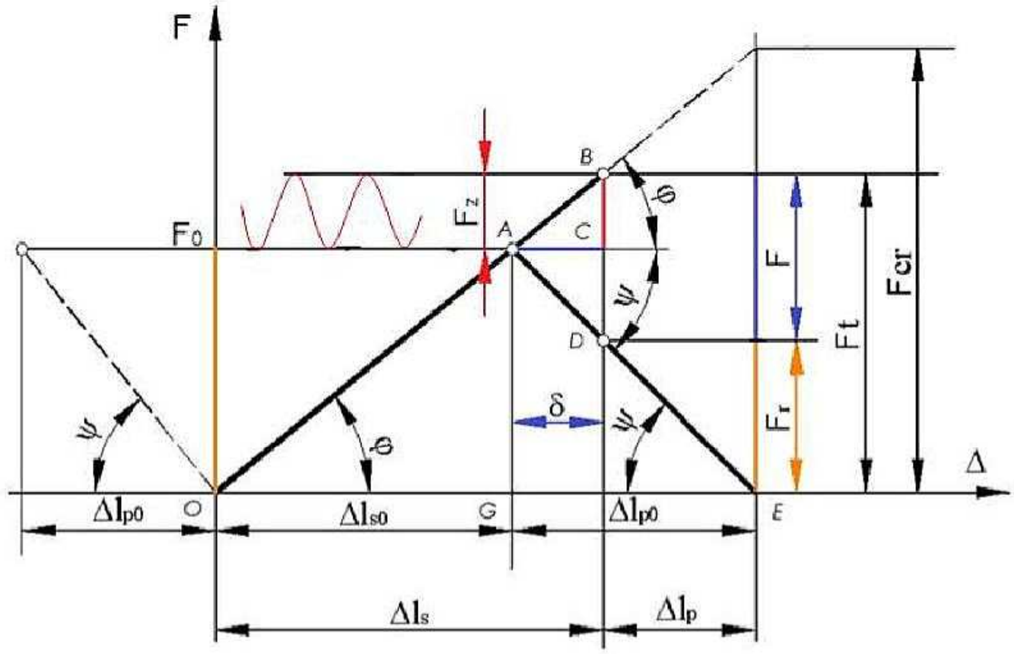


Fig. 2 *Diagrama de funcţionare a asamblării cu strângere iniţială*

Forţa de strângere iniţială (prestrângere) F_0 cu care fiecare asamblare şurub–piuliţă strânge pachetul (format din flanşe şi garnitură), corespunde punctului *A* din diagrama de funcţionare, şi determină simultan o alungire a tijei şurubului Δl_s şi o comprimare a pachetului de piese Δl_p.

În cazul din figura 1 al asamblării, cu un număr n_s de şuruburi identice, a capacului unui recipient de corpul acestuia, în timpul funcţionării, apare o forţă, datorată presiunii p_{fluid} a fluidului, ce tinde să îndepărteze capacul:

$$F_{presiune_fluid} = p_{fluid} \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \qquad (1)$$

astfel încât fiecărui şurub al asamblării îi revine o *forţa exterioară* (tehnologică):

$$F = \frac{F_{presiune_fluid}}{n_s} \qquad (2)$$

iar punctul de funcţionare de pe diagramă se deplasează în *B*. Această forţă va solicita suplimentar şurubul la tracţiune şi corespunzător pachetul

de piese se va relaxa cu aceeaşi cantitate Δl, iar ca urmare va rezulta micşorarea forţei de strângere la valoarea F_r numită *forţă remanentă*. Pentru asigurarea etanşeităţii asamblării este necesar ca forţa remanentă să fie calculată funcţie de forţa exterioară şi tipul garniturii:

$$F_r = \chi \cdot F \tag{3}$$

în care χ este un coeficient dependent de tipul garniturii utilizate:

- 0,5...0,9 – garnituri moi (din cauciuc);
- 1,2...2,9 – garnituri metalice profilate;
- 1,2...1,4 – garnituri metalice plate.

Astfel şurubul este solicitat de *forţa totală* de exploatare dată de relaţia:

$$F_t = F + F_r = F_0 + F_z \tag{4}$$

în care, înlocuind *forţa suplimentară* F_z (diagrama de funcţionare):

$$F_z = \frac{\mathrm{tg}(\varphi)}{\mathrm{tg}(\varphi) + \mathrm{tg}(\psi)} \cdot F = \frac{c_s}{c_s + c_p} \cdot F \tag{5}$$

rezultă:

$$F_t = F_0 + \frac{c_s}{c_s + c_p} \cdot F \tag{6}$$

Relaţia este adevărată atât timp cât există forţă remanentă în pachet; dacă forţa din pachet se anulează (asamblarea îşi pierde etanşeitatea), întreaga solicitare exterioară revine şurubului, astfel că:

$$F_{rem} = 0 \qquad \Rightarrow \qquad F_t = F \tag{7}$$

În relaţiile (5) şi (6) $c_s = \mathrm{tg}(\varphi)$ şi $c_p = \mathrm{tg}(\psi)$ reprezintă *rigiditatea şurubului*, respectiv *rigiditatea pachetului de piese strânse*.

2.2. Calculul rigidităţilor

Din definiţia rigidităţii: $c = F / \Delta l$ rezultă relaţiile de calcul:

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \sum_i \frac{l_{si}}{A_{si}} \tag{8}$$

$$\frac{1}{c_p} = \sum_i \frac{l_{pi}}{E_{pi} \cdot A_{pi}} \tag{9}$$

în care:

E_s, E_{pi} – modulele de elasticitate longitudinală ale materialelor şurubului şi fiecărei piese i a pachetului;

l_{si}, l_{pi} – lungimile tronsoanelor i distincte pe şurub, respectiv grosimile pieselor i care compun pachetul;

A_{si}, A_{pi} – ariile medii ale secţiunilor transversale i afectate de tensiuni pentru şurub şi pachetul de piese.

Şurubul se consideră alcătuit din n tronsoane cilindrice distincte, cu lungimile l_{si} şi ariile A_{si}, legate în serie, ceea ce conduce la *determinarea rigidităţii şurubului* cu relaţia (8).

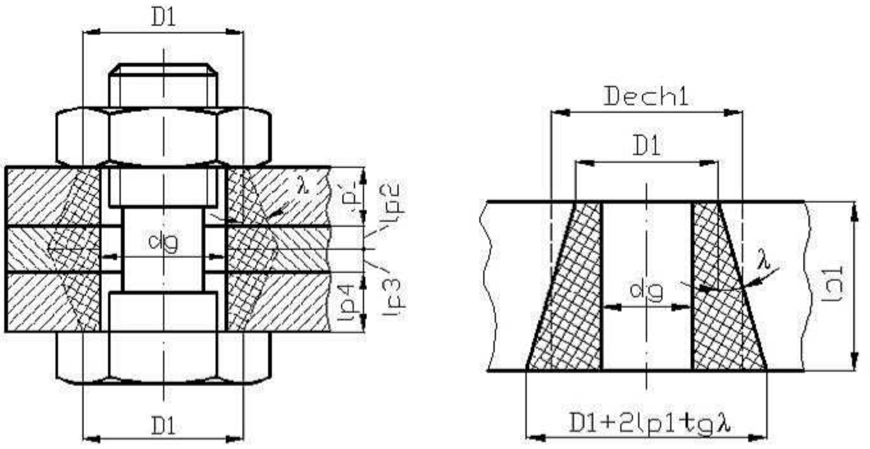
În *cazul şuruburilor scurte*, la care $l_s < 6 \cdot d$, este necesar să se ia în considerare atât rigiditatea capului şurubului cât şi rigiditatea filetului piuliţei. Practic acest lucru se realizează prin adăugarea la lungimea l_s a şurubului câte o lungime egală cu o treime din înălţimea capului k şi jumătate din înălţimea piuliţei m.

La *determinarea rigidităţii pachetului* de piese strânse apar dificultăţi legate de aprecierea secţiunilor ce trebuie considerate în relaţiile de calcul. Schema folosită pentru calculul rigidităţii pachetului este prezentată în figura 3.

În figura 3.a este reprezentată o asamblare cu şurub cu strângere iniţială pe care s-au notat elementele geometrice care intervin în calculul rigidităţii pachetului.

Pentru pachetul de piese strânse, ariile secţiunilor transversale A_{pi} se determină separat pentru fiecare element i al pachetului, considerând că volumul de material solicitat este delimitat la exterior de două mantale tronconice cu generatoarea înclinată cu un unghi λ şi la interior de alezajul d_g pentru introducerea şurubului. Cele două trunchiuri de con sunt simetrice, cu baza mare comună, înălţimea egală cu jumătate din grosimea totală a pachetului de piese strânse şi baza mică egală cu diametrul D_1 al suprafeţei de contact a piuliţei hexagonale.

Calculul rigidităţilor fiecărei piese din pachet se face prin înlocuirea trunchiului de con cu un cilindru echivalent (având aceeaşi înălţime şi acelaşi volum) care trece prin mijlocul generatoarei trunchiului de con ca în figura 3.b.



a **b**

Fig. 3 *Schema de calcul pentru rigiditatea pachetului: a – elemente geometrice, b – cilindrul echivalent*

Astfel pentru prima piesă din pachet diametrul echivalent D_{ech1}, aria echivalentă A_{p1} și rigiditatea c_{p1} sunt date de relațiile:

$$D_{ech1} = D_1 + l_{p1} \cdot \text{tg}(\lambda) \tag{10}$$

$$A_{p1} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_{ech1}^2 - d_g^2\right) \tag{11}$$

$$c_{p1} = \frac{E_{p1} \cdot A_{p1}}{l_{p1}} \tag{12}$$

Reprezentând grafic relațiile (6) și (7) într-un sistem de coordonate (F, F_t) se obține diagrama din figura 4. Dreapta AB corespunde relației (6), iar dreapta BC este dată de relația (7) cu punctele definite prin: A $(0, F_0)$ și B (F, F) – când forța F_r din pachet se anulează – astfel încât porțiunea BC se suprapune peste prima bisectoare. Panta segmentului AB este dată de relația:

$$\text{tg}(\beta) = \frac{F_t - F_0}{F} \tag{13}$$

sau, ținând seama de relația (6), se poate scrie:

$$\text{tg}\,\beta = \frac{c_s}{c_s + c_p} \tag{14}$$

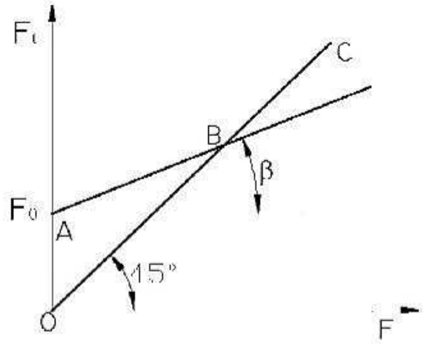


Fig. 4 *Diagrama de variaţie a forţelor*

3. Instalaţia experimentală

Dispozitivul experimental [3] este prezentat în figura 5 în care asamblarea cu şuruburi cu strângere iniţială este formată din şurubul 6 şi tablele 4 prinse în piesele intermediare 3 şi 5 prin filet.

Forţa exterioară se aplică prin şurubul 1, fluxul de forţe închizându-se prin carcasa 2. Forţele din şuruburile 1 şi 6 se măsoară folosind traductori tensometrici rezistivi – montaţi câte doi dispuşi diametral – pe fiecare şurub, pentru a evita influenţa încovoierii suplimentare a şuruburilor asupra măsurării forţelor de tracţiune.

Schema de conexiune a traductorilor este prezentată în figura A 4.12 din ANEXA 4 *„Elemente de tensometrie electrică rezistivă"* pentru puntea pe jumătate.

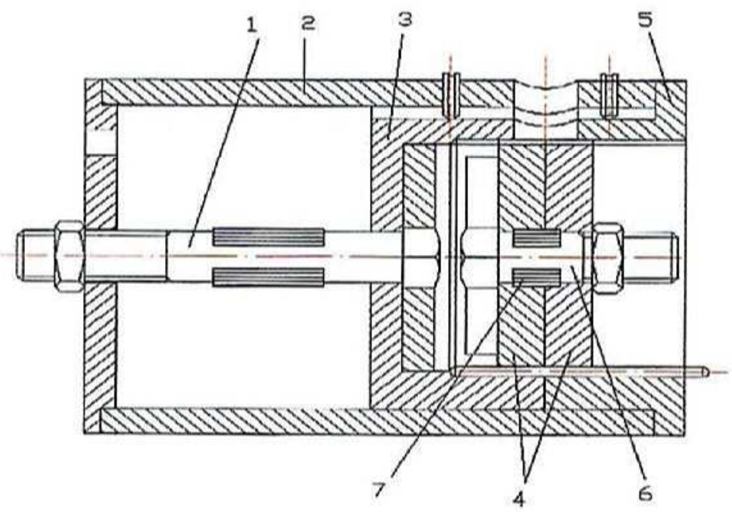


Fig. 5 *Dispozitiv pentru studiul asamblării filetate cu strângere iniţială*

4. Modul de lucru şi efectuarea măsurătorilor

1) Se strânge cu cheia piulița şurubului 6 obținând în şurub o deformație ε_0 şi se calculează forța de strângere inițială:

$$F_0 = \varepsilon_0 \cdot A_{s6} \cdot E_{s6} \quad (15)$$

timp în care şurubul *1* este liber (neîncărcat);

2) Se strânge piulița şurubului *1* aplicând o forță exterioară F relativ mică dată de:

$$F = \varepsilon_1 \cdot A_{s1} \cdot E_{s1} \quad (16)$$

în care ε_1 este deformația şurubului *1*;

3) Se citesc din nou deformațiile ε_6 de pe şurubul 6 cu care se determină forța totală din şurub calculată cu:

$$F_t = \varepsilon_6 \cdot A_{s6} \cdot E_{s6} \quad (17)$$

4) Se măreşte puțin forța F, care se citeşte din nou şi forța F_t corespunzătoare (se vor efectua 6...10 citiri);

5) Se descarcă şurubul *1*, apoi şurubul 6 şi se verifică dacă cele patru mărci tensometrice revin la zero.

În relațiile anterioare s-au folosit următoarele notații: A_{s1}, A_{s6} – ariile secțiunilor transversale ale şuruburilor *1*, respectiv 6; E_{s1}, E_{s6} – modulul de elasticitate longitudinal al materialelor celor două şuruburi.

5. Prelucrarea rezultatelor experimentale

5.1. Datele asamblării

Asamblarea cu şuruburi cu strângere inițială este formată din:

– şurubul 6 cu strângere inițială reprezentat în figura 5;

– şurubul *1* este cu filet *M18* [4], iar tronsonul pe care se montează mărcile tensometrice I şi II are diametrul de 15 mm;

– pachetul de piese strânse este format din două table cu grosimile $l_{p1} = l_{p2}$ = 20 mm;

– diametrul găurii de trecere pentru şurub este d_g = 19 mm;

– semiunghiul conului materialului deformat este $\lambda = 17^0$.

5.2. Calculul teoretic al rigidităților elementelor asamblării

– Folosind relația (8) se calculează *rigiditatea* c_s a *şurubului*, reprezentat în figura 6.

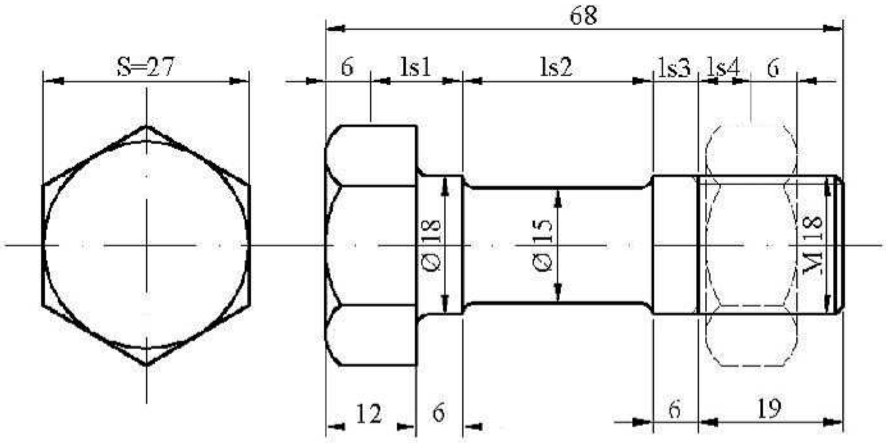


Fig. 6 *Geometria şurubului asamblării cu strângere iniţială*

– Folosind relaţiile (9), (10), (11) şi (12) se calculează *rigiditatea* c_p a *pachetului de piese* prinse între capul şurubului şi piuliţă.

5.3. Determinarea experimentală a rigidităţii pachetului de piese strânse

– Cunoscând perechile de valori ale forţelor F şi F_t obţinute experimental în urma achiziţiei de date utilizând puntea WISHAY (descrisă în *ANEXA 4*) şi forţa F_0 calculată cu relaţia (2), se trasează curba ABC (ca în figura 4) de pe care se măsoară unghiul β.

– Se determină experimental rigiditatea pachetului c_p din relaţia (20), folosind valoarea tgβ calculată pentru unghiul β determinat anterior.

– Se compară valoarea rigidităţii pachetului obţinută experimental cu cea teoretică, formulând *concluzii* referitoare la relaţia care există între acestea.

Bibliografie

1. Gafiţanu M., Creţu S., Pavelescu D., ş.a., 1981, *Organe de maşini*, vol. I, Editura Tehnică, Bucureşti.
2. van Beek, A., 2009, *Advanced engineering design. Life time performance and reliability*, Technical University Delft, Netherland.
3. Gafiţanu, M., Creţu, S., Bariz, Gh., Olaru, D., Racocea, C., Hagiu, Gh., Oancea, I., Ştirbu, C., Ivănică, Grigoraş, Ş., 1985, *Organe de maşini. Îndrumar de laborator*, Rotaprint, Iaşi.
4. SR ISO 262:2012 – *Filete metrice ISO pentru uz general. Diametre şi paşi.*